



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) Numéro de publication : **0 434 525 A1**

(12)

## DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(21) Numéro de dépôt : 90403600.1

(51) Int. Cl.<sup>5</sup> : F16H 3/66, F16H 47/08

(22) Date de dépôt : 14.12.90

(30) Priorité : 18.12.89 FR 8916689

(43) Date de publication de la demande :  
26.06.91 Bulletin 91/26

(84) Etats contractants désignés :  
DE GB IT SE

(71) Demandeur : Lepelletier, Pierre André  
Georges  
23 avenue Adrien Moisant  
F-78400 Chatou (FR)

(72) Inventeur : Lepelletier, Pierre André Georges  
23 avenue Adrien Moisant  
F-78400 Chatou (FR)

(74) Mandataire : CABINET BONNET-THIRION G.  
FOLDES  
95 Boulevard Beaumarchais  
F-75003 Paris (FR)

(54) Transmission automatique multivitesse pour véhicule automobile.

(57) L'arbre d'entrée (E) et l'arbre de sortie (S) sont parallèles et des rapports de vitesse fixés ( $G_1$  et  $G_2$ ) sont fournis par deux trains d'engrenages parallèles (1 et 2) à pignons toujours en prise. Le rapport ( $G_2$ ) est supérieur au rapport ( $G_1$ ) et de même sens. Un premier chemin de puissance ( $P_1$ ) suivant le premier rapport de vitesse fixé ( $G_1$ ) comporte un premier embrayage ( $C_1$ ) et un deuxième embrayage ( $C_2$ ), et un deuxième chemin de puissance ( $P_2$ ) suivant le deuxième rapport de vitesse fixé ( $G_2$ ) comporte un troisième embrayage ( $C_3$ ). La transmission comporte en outre un train planétaire double (50), un premier frein ( $B_1$ ) et un deuxième frein ( $B_2$ ). En variante, l'arbre d'entrée (E) et l'arbre de sortie (S) sont alignés et l'un des deux rapports ( $G_1$ ,  $G_2$ ) est une prise directe. La transmission est compacte et présente six vitesses avant et une marche arrière et offre une grande facilité d'adaptation.

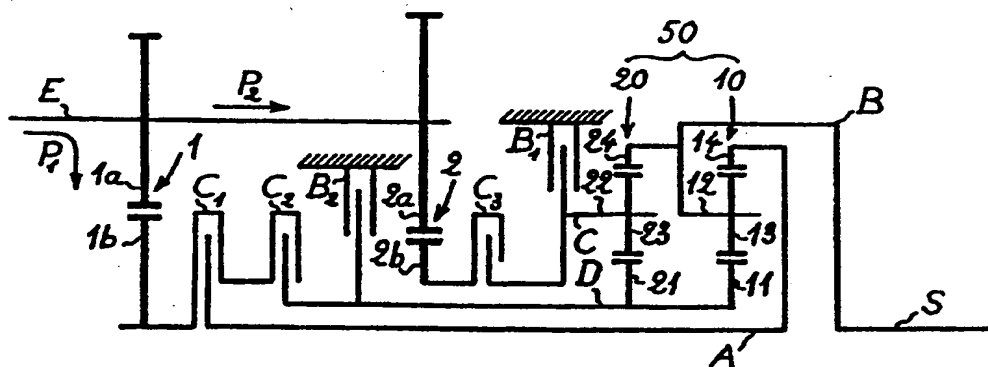


FIG. 1

EP 0 434 525 A1

## TRANSMISSION AUTOMATIQUE MULTIVITESSES POUR VEHICULE AUTOMOBILE

La présente invention se situe dans le domaine des transmissions automatiques, notamment pour véhicules automobiles, constituées de trains planétaires contrôlés par des éléments de friction tels que des embrayages et des freins, et couramment associées à un organe de démarrage sujet à glissement, tel qu'un convertisseur de couple hydraulique ou un coupleur, muni ou non d'un embrayage de pontage.

On connaît depuis longtemps de telles transmissions classiques à trois vitesses comportant un train planétaire double, quatre ou cinq éléments de friction, et un convertisseur de couple hydraulique. On connaît également des transmissions complexes à quatre vitesses construites à partir de ces transmissions classiques à trois vitesses en leur ajoutant un train planétaire simple à deux rapports et deux éléments de friction, d'où des ensembles comportant au total un train planétaire double, un train planétaire simple, six ou sept éléments de friction, plus un convertisseur de couple et un embrayage de pontage.

Ces transmissions complexes à quatre vitesses sont toutefois d'un encombrement, d'un poids et d'un prix importants, limitant pratiquement leur emploi aux seuls véhicules de haut de gamme à moteur en long et propulsion arrière, et rendant celui-ci au contraire très difficile, voire impossible, sur les véhicules à traction avant et moteur en travers de plus en plus nombreux. Pour ces véhicules, on a alors créé directement des transmissions compactes à quatre vitesses, comportant seulement un train planétaire double et cinq ou six éléments de friction, plus un convertisseur de couple et éventuellement un embrayage de pontage.

Ces transmissions compactes à quatre vitesses tendent à remplacer aujourd'hui les anciennes transmissions classiques à trois vitesses, et on commence à proposer de nouvelles transmissions complexes à cinq et parfois six vitesses, construites à partir de ces transmissions compactes à quatre vitesses en leur ajoutant un train planétaire simple à deux rapports et deux éléments de friction, comme précédemment aux transmissions classiques à trois vitesses. On obtient ainsi de nouveaux ensembles comportant au total un train planétaire double, un train planétaire simple, sept ou huit éléments de friction, plus un convertisseur de couple et un embrayage de pontage.

Ces nouvelles transmissions complexes à cinq ou six vitesses se heurtent alors aux mêmes obstacles d'encombrement, de poids et de prix que les précédentes à quatre vitesses, limitant leur emploi aux véhicules de haut de gamme à moteur en long et propulsion arrière. De plus, de sérieuses restrictions apparaissent dans la détermination de rapports convenablement espacés, nuisant à la qualité finale.

D'autres solutions ont parfois été proposées, mais généralement aussi complexes et présentant le plus souvent les mêmes inconvénients.

L'objet de la présente invention est ainsi une transmission automatique multivitesse, évitant les inconvénients des transmissions complexes et des autres solutions ci-dessus, c'est-à-dire une transmission automatique multivitesse à la fois compacte, se montant sans difficulté sur les véhicules à traction avant et moteur en travers, comprenant un nombre minimum d'éléments de friction, et offrant toujours des rapports judicieusement espacés, avec une grande facilité d'adaptation.

A cet effet, l'invention propose une transmission automatique multivitesse, notamment pour véhicule automobile, comportant, entre un arbre d'entrée et un arbre de sortie disposés dans un carter, un train planétaire à quatre éléments repérés d'un premier à un quatrième par ordre de vitesse, dit train planétaire double, concentrique à l'arbre de sortie, et au moins un chemin de puissance entre l'arbre d'entrée et le train planétaire double, et cinq organes de contrôle, à savoir trois embrayages et deux freins dont le serrage sélectif deux à deux détermine divers rapports de transmission entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie, transmission caractérisée en ce qu'elle comporte deux chemins de puissance, un premier chemin de puissance présentant un premier rapport de vitesse fixé, et comportant le premier et le deuxième embrayages, et un deuxième chemin de puissance présentant un deuxième rapport de vitesse fixé supérieur au premier rapport et de même sens, et comportant le troisième embrayage, le premier élément du train planétaire double étant relié au premier chemin de puissance par le premier embrayage, le deuxième élément étant solidaire de l'arbre de sortie, le troisième élément étant relié au deuxième chemin de puissance par le troisième embrayage et immobilisé par le premier frein, et le quatrième élément étant relié au premier chemin de puissance par le deuxième embrayage et immobilisé par le deuxième frein, en sorte d'obtenir par serrage sélectif deux à deux des cinq organes de contrôle, six vitesses en marche avant : une première, par le premier embrayage et le premier frein ; une deuxième, par le premier embrayage et le deuxième frein ; une troisième, par les premier et deuxième embrayages ; une quatrième, par les premier et troisième embrayages ; une cinquième, par les deuxième et troisième embrayages ; une sixième, par le troisième embrayage et le deuxième frein ; un point mort freiné, par les premier et deuxième freins ; et une marche arrière, par le deuxième embrayage et le premier frein.

Le document de brevet US-A-3 577 804 (Kazuhiro Ohno) décrit une transmission automatique à quatre vitesses qui comporte, comme dans la présente invention, un train planétaire double en sortie, et cinq éléments

de contrôle, trois embrayages et deux freins. L'arbre d'entrée est dédoublé pour permettre l'utilisation de deux chemins de puissance, un chemin hydraulique et un chemin mécanique, avec un convertisseur de couple hydraulique. Mais les rapports de vitesse des deux chemins de puissance sont les mêmes. Par contraste, les deux chemins de puissance de la transmission selon l'invention ont des rapports de vitesse différents, ce qui procure à la fois un accroissement de l'ouverture de transmission ou quotient du rapport supérieur par le rapport inférieur, et deux rapports de vitesse supplémentaires qui viennent parfaire l'échelonnement des rapports.

Avantageusement dans une telle transmission, suivant que les arbres d'entrée et de sortie sont parallèles et distants ou alignés, les rapports de vitesse fixés des deux chemins de puissance sont réalisés par deux trains d'engrenage parallèles à pignons toujours en prise, ou par un train planétaire à trois éléments ayant un élément solidaire du carter et une prise directe.

En vue d'associer à la boîte un organe à glissement, l'arbre d'entrée peut être dédoublé en un premier arbre formant entrée pour le premier chemin de puissance et relié à la turbine d'un convertisseur de couple hydraulique ou d'un coupleur sujet à glissement et en un deuxième arbre coaxial au premier formant entrée pour le deuxième chemin de puissance et relié à l'impulseur non sujet à glissement, en sorte que la marche arrière, la première, la deuxième et la troisième vitesses sont sujettes au glissement complet du convertisseur ou du coupleur, la quatrième et la cinquième vitesses sont sujettes à un glissement partiel, et la sixième vitesse est non sujette à glissement.

Par ailleurs, si on intercale entre les deux arbres d'entrée coaxiaux une roue libre telle que le premier arbre coaxial ne puisse pas tourner plus vite que le deuxième, la cinquième vitesse devient non sujette à glissement en traction, et la marche arrière, la première, la deuxième, la troisième et la quatrième vitesses deviennent non sujettes à glissement en frein moteur.

Les caractéristiques et avantages de l'invention ressortiront d'ailleurs de la description qui va suivre à titre d'exemple, en référence aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 représente schématiquement une première forme de réalisation de l'invention, avec des arbres d'entrée et de sortie parallèles, et un premier type de train planétaire double ;
- la figure 2 représente la grille de sélection des éléments de friction ;
- la figure 3 représente schématiquement une deuxième forme de réalisation de l'invention, avec des arbres d'entrée et de sortie alignés, et un deuxième type de train planétaire double ;
- la figure 4 représente une variante de la figure 1, avec le deuxième type de train planétaire double de la figure 2 ;
- la figure 5 représente une variante de la figure 1, avec un troisième type de train planétaire double ;
- la figure 6 représente une variante de la figure 1, avec un quatrième type de train planétaire double ;
- la figure 7 représente schématiquement une transmission dérivée de la forme de réalisation de la figure 1, entraînée par un convertisseur de couple hydraulique, et montée décalée sur le côté d'un moteur transversal long ;
- la figure 8 représente une variante de la figure 1, avec inversion du train planétaire double ;
- la figure 9 représente une variante de la figure 4, avec inversion du train planétaire double ;
- la figure 10 représente une variante de la figure 5, avec inversion du train planétaire double ;
- la figure 11 représente une variante de la figure 6, avec inversion du train planétaire double ;
- la figure 12 représente schématiquement une troisième forme de réalisation de l'invention à deux arbres d'entrée coaxiaux distincts, dérivant de la première forme de réalisation de la figure 1 ;
- la figure 13 représente schématiquement une quatrième forme de réalisation de l'invention à deux arbres d'entrée coaxiaux distincts, dérivant de la deuxième forme de réalisation de la figure 3 ;
- la figure 14 représente schématiquement une transmission dérivée de la forme de réalisation de la figure 13, entraînée par un convertisseur de couple hydraulique, et montée directement en bout sur un moteur transversal court ;
- la figure 15 représente une variante de la figure 14, avec insertion d'une roue libre entre les deux arbres d'entrée coaxiaux distincts.

Dans la première forme de réalisation de la figure 1, une transmission selon l'invention comporte, dans un carter, un arbre d'entrée E et un arbre de sortie S parallèles.

Un premier train d'engrenages parallèles 1 à pignons toujours en prise comprenant un pignon 1a solidaire de l'arbre d'entrée E et un pignon 1b relié à un premier embrayage C1 et à un deuxième embrayage C2 concentriques à l'arbre de sortie S, forme un premier chemin de puissance P1 présentant un premier rapport de vitesse fixé G1.

Un deuxième train d'engrenages parallèles 2 à pignons toujours en prise comprenant un pignon 2a solidaire de l'arbre d'entrée E et un pignon 2b relié à un troisième embrayage C3 concentrique à l'arbre de sortie S, forme un deuxième chemin de puissance P2 présentant un deuxième rapport de vitesse fixé G2.

Les rapports de vitesse fixés G1 et G2 sont de même sens, et les pignons 1a, 1b, 2a, 2b sont choisis de

manière que le rapport  $G_2$  soit supérieur au rapport  $G_1$ .

Un train planétaire à quatre éléments référencés A, B, C, D dans l'ordre de leurs vitesses respectives, ou train planétaire double 50, comprend deux trains planétaires à trois éléments, ou trains de base 10, 20, le train de base 10 ayant un porte-satellites 12 portant des satellites 13 engrenant avec un planétaire 11 et avec une couronne 14, et le train de base 20 ayant un porte-satellites 22 portant des satellites 23 engrenant avec un planétaire 21 et avec une couronne 24. Le premier élément A est constitué de la couronne 14 du train 10, le deuxième élément B est constitué du porte-satellites 12 du train 10 et de la couronne 24 du train 20 solidaires en rotation, le troisième élément C est constitué du porte-satellites 22 du train 20, et le quatrième élément D est constitué des planétaires 11 et 21 des trains 10 et 20 solidaires en rotation.

Le premier élément A est associé au premier embrayage  $C_1$ , le deuxième élément B est solidaire de l'arbre de sortie S, le troisième élément C est associé au troisième embrayage  $C_3$  et à un premier frein  $B_1$ , et le quatrième élément D est associé au deuxième embrayage  $C_2$  et à un deuxième frein  $B_2$ .

Le fonctionnement est le suivant :

En première, le premier embrayage  $C_1$  et le premier frein  $B_1$  sont serrés. Le premier élément A est entraîné selon le rapport  $G_1$  et le troisième élément C est immobilisé. La transmission s'effectue selon le rapport  $G_1$  et le rapport de réduction inférieur du train planétaire double 50.

En deuxième, le premier embrayage  $C_1$  et le deuxième frein  $B_2$  sont serrés. Le premier élément A est entraîné selon le rapport  $G_1$  et le quatrième élément D est immobilisé. La transmission s'effectue selon le rapport  $G_1$  et le rapport de réduction intermédiaire du train planétaire double 50.

En troisième, les premier et deuxième embrayages  $C_1$  et  $C_2$  sont serrés. Les premier et quatrième éléments A et D et le train planétaire double 50 sont entraînés en bloc selon le rapport  $G_1$ . La transmission s'effectue simplement selon ce rapport  $G_1$ .

En quatrième, les premier et troisième embrayages  $C_1$  et  $C_3$  sont serrés. Le premier élément A est entraîné selon le rapport  $G_1$  et le troisième élément C est entraîné selon le rapport  $G_2$  supérieur à  $G_1$ . La transmission s'effectue selon un rapport intermédiaire entre  $G_1$  et  $G_2$ .

En cinquième, les deuxième et troisième embrayages  $C_2$  et  $C_3$  sont serrés. Le troisième élément C est entraîné selon le rapport  $G_2$  et le quatrième élément D est entraîné selon le rapport  $G_1$  inférieur à  $G_2$ . La transmission s'effectue selon le rapport  $G_2$  et un rapport de surmultiplication intermédiaire du train planétaire double 50.

En sixième, le troisième embrayage  $C_3$  et le deuxième frein  $B_2$  sont serrés. Le troisième élément C est entraîné selon le rapport  $G_2$  et le quatrième élément D est immobilisé. La transmission s'effectue selon le rapport  $G_2$  et le rapport de surmultiplication complet du train planétaire double 50.

Au point mort freiné, les premier et deuxième freins  $B_1$  et  $B_2$  sont serrés. Les troisième et quatrième éléments C et D et le train planétaire double 50 sont immobilisés en bloc. L'arbre de sortie S est immobilisé tandis que l'arbre d'entrée E est libre. Aucune transmission n'est effectuée.

En marche arrière, le deuxième embrayage  $C_2$  et le premier frein  $B_1$  sont serrés. Le quatrième élément D est entraîné selon le rapport  $G_1$  et le troisième élément C est immobilisé. La transmission s'effectue selon le rapport  $G_1$  et le rapport de marche arrière du train planétaire double 50.

La figure 2 représente la grille de sélection des éléments de friction correspondant à ces huit états de fonctionnement. On remarquera que ces huit états correspondent en fait aux dix combinaisons deux à deux des trois embrayages et des deux freins, moins les deux combinaisons interdites du troisième embrayage  $C_3$  et du premier frein  $B_1$  et du deuxième embrayage  $C_2$  et du deuxième frein  $B_2$  pour lesquelles l'arbre d'entrée E est immobilisé et l'arbre de sortie S est libre. On remarquera également que le passage de chaque état au suivant, ou de deux en deux, s'effectue d'un bout à l'autre en changeant un seul des deux éléments de friction mis en oeuvre, soit exclusivement par des changements comportant une transition simple, se prêtant parfaitement à toute forme de contrôle.

On se reportera maintenant à la figure 3, représentant schématiquement une deuxième forme de réalisation d'une transmission selon l'invention dans laquelle l'arbre d'entrée E et l'arbre de sortie S sont alignés. Tous les éléments communs aux figures 1 et 3 ou remplissant les mêmes fonctions portent les mêmes références.

Un train planétaire simple 3 comprenant une couronne  $3a$  solidaire de l'arbre d'entrée E, un porte-satellites  $3b$  relié au premier embrayage  $C_1$  et au deuxième embrayage  $C_2$ , des satellites  $3c$ , et un planétaire  $3d$  solidaire du carter, forme le premier chemin de puissance  $P_1$  présentant le premier rapport de vitesse fixé  $G_1$  inférieur à l'unité.

L'arbre d'entrée E entraîne directement le troisième embrayage  $C_3$  et forme le deuxième chemin de puissance  $P_2$  réduit ainsi à une prise directe, le deuxième rapport de vitesse fixé  $G_2$  étant égal à l'unité.

Le train planétaire double 50 à quatre éléments référencés A, B, C, D dans l'ordre de leurs vitesses respectives, est du type Ravigneaux et consiste dans le train planétaire de base 20 de la figure 1, dont le porte-satellites 22 porte des satellites supplémentaires  $23a$  engrenant avec les satellites 23 et avec un planétaire

supplémentaire 21a. Le premier élément A est constitué du planétaire supplémentaire 21a, le deuxième élément B est constitué de la couronne 24, le troisième élément C est constitué du porte-satellites 22, et le quatrième élément D est constitué du planétaire 21.

Les quatre éléments A, B, C, D sont associés aux trois embrayages et aux deux freins C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub>, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> comme à la figure 1. La description du fonctionnement est la même et la grille de sélection de la figure 2 s'appliquant sans modification.

On se reportera maintenant aux figures 4, 5 et 6, qui représentent des variantes successives de la figure 1 avec différents types de train planétaire double 50. Tous les éléments communs avec la figure 1 ou remplissant les mêmes fonctions portent par ailleurs les mêmes références.

Sur la figure 4, le train planétaire double 50 est celui de la figure 3 du type Ravigneaux.

Sur la figure 5, le train planétaire double 50 comprend le train de base 20 de la figure 1, et un train de base 30 ayant un porte-satellites 32 portant des satellites 33 engrenant avec un planétaire 31 et avec une couronne 34. Le premier élément A est constitué du planétaire 31 du train 30, le deuxième élément B est constitué de la couronne 24 du train 20 et du porte-satellites 32 du train 30 solidaires en rotation, le troisième élément C est constitué du porte-satellites 22 du train 20 et de la couronne 34 du train 30 solidaires en rotation, et le quatrième élément D est constitué du planétaire 21 du train 20.

Sur la figure 6, le train planétaire double 50 comprend le train de base 10 de la figure 1 et le train de base 30 de la figure 5. Le premier élément A est constitué de la couronne 14 du train 10 et du planétaire 31 du train 30 solidaires en rotation, le deuxième élément B est constitué des porte-satellites 12 et 32 des trains 10 et 30 solidaires en rotation, le troisième élément C est constitué de la couronne 34 du train 30, et le quatrième élément D est constitué du planétaire 11 du train 10.

Sur toutes ces figures, les quatre éléments A, B, C, D restent associés aux trois embrayages et aux deux freins C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub>, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> sans modification. La description du fonctionnement reste celle de la figure 1, et la grille de sélection des éléments de friction celle de la figure 2.

Les exemples 1 et 2 ci-dessous sont choisis de manière à procurer des rapports de transmission communs pour toutes les figures 1, 3, 4, 5 et 6, c'est-à-dire des rapports de transmission égaux -ou proportionnels dans le cas de la figure 3- présentant les mêmes raisons, à de très petits écarts près. Les trains Ravigneaux des figures 3 et 4 sont bien entendu les mêmes dans les deux exemples.

#### Exemple 1

Figures 1, 4, 5 et 6.

5	<b>Trains parallèles</b>	<b>Trains planétaires de base</b>
	<b>Train 1</b>	<b>Train 10</b>
10	Pignon 1 <sub>a</sub> : 35 dents	Planétaire 11 : 50 dents
	Pignon 1 <sub>b</sub> : 43 dents	Couronne 14 : 88 dents
	Rapport $G_1$ : 0,814	Satellites 13 : 19 dents
15	<b>Train 2</b>	<b>Train 20</b>
	Pignon 2 <sub>a</sub> : 43 dents	Planétaire 21 : 41 dents
	Pignon 2 <sub>b</sub> : 35 dents	Couronne 24 : 85 dents
20	Rapport $G_2$ : 1,229	Satellites 23 : 22 dents
25		<b>Train 30</b>
		Planétaire 31 : 50 dents
		Couronne 34 : 88 dents
		Satellites 33 : 19 dents
30		<b>Train Ravigneaux</b>
35		Planétaire 21 : 41 dents
		Couronne 24 : 85 dents
		Satellites 23 : 22 dents
		Satellites 23 <sub>a</sub> : 23 dents
		Planétaire 21 <sub>a</sub> : 31 dents

Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
1ère	3,383	} 1,754 1,569 1,325 1,325 1,274
2ème	1,928	
3ème	1,229	
4ème	0,927	
5ème	0,700	
6ème	0,549	
Marche Arrière	2,556	

Exemple 2

Figure 3.

Train planétaire simple 3	Train ravigneaux
Couronne 3a : 61 dents	Planétaire 21 : 41 dents
Planétaire 3d : 31 dents	Couronne 24 : 85 dents
Satellites 3c : 15 dents	Satellites 23 : 22 dents
Rapport $G_1$ : 0,663	Satellites 23a : 23 dents
	Planétaire 21a : 31 dents

Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
1ère	4,135	} 1,750 1,567 1,323 1,325 1,275
2ème	2,363	
3ème	1,508	
4ème	1,140	
5ème	0,860	
6ème	0,675	
Marche Arrière	3,127	

Ces rapports de transmission communs aux figures 1, 3, 4, 5 et 6 marquent une progression tout à fait favorable, et conviennent parfaitement à des versions de transmission à cinq ou à six vitesses, les versions à cinq vitesses étant obtenues par exemple en supprimant la première ou la sixième vitesse sur une version à six vitesses.

5 Partant de ces exemples, des modifications de pignonnerie permettraient d'obtenir facilement une grande diversité de nouveaux rapports marquant des progressions tout aussi favorables.

On se reportera maintenant à la figure 7, représentant schématiquement une transmission dérivée de la forme de réalisation de la figure 1, montée décalée sur le côté d'un moteur transversal long.

10 De manière classique, le vilebrequin du moteur M entraîne un convertisseur de couple hydraulique 60 comprenant un impulseur 61, une turbine 62, un réacteur 63, une roue libre 64, un embrayage de pontage 65, et un amortisseur de vibrations de torsion 66. La turbine 62 entraîne l'arbre d'entrée E de la transmission au moyen d'une chaîne de renvoi 4 portée par un pignon moteur 4a lié à la turbine 62 et par un pignon récepteur 4b solidaire de l'arbre d'entrée E.

15 Tous les éléments communs aux figures 1 et 7 ou remplissant les mêmes fonctions portent les mêmes références. A la différence de la figure 1, l'embrayage C<sub>3</sub> est monté sur l'arbre d'entrée E en amont du deuxième train d'engrenages parallèles 2 immédiatement à la suite du pignon récepteur 4b, sans que ceci modifie en rien le fonctionnement qui reste tel que décrit à la figure 1 ni la grille de sélection des éléments de friction qui reste celle de la figure 2. De même une roue libre R<sub>1</sub>, ajoutée en parallèle avec le premier frein B<sub>1</sub> pour faciliter les passages de vitesse première/deuxième et deuxième/première d'une manière connue en soi, n'apporte 20 également aucune modification.

De manière classique, la transmission comporte également un train planétaire supplémentaire 5 comprenant un planétaire 5a solidaire de l'arbre de sortie S, un porte-satellites 5b solidaire d'un différentiel 72, des satellites 5c, et une couronne 5d solidaire du carter, procurant un rapport de réduction final. Le différentiel 72 comprend des satellites 73 engrenant avec des planétaires 71 et 71', entraînant les deux sorties latérales 74 et 74' vers les roues motrices. 25

Compte tenu du petit nombre de composants d'une telle transmission selon l'invention, on comprendra que la distance entre les deux sorties latérales 74 et 74' reste du même ordre que sur les transmissions automatiques existantes d'architecture analogue à quatre vitesses seulement.

30 Les exemples 3 et 4 ci-dessous s'appliquent bien entendu identiquement aux figures 1 et 7. Comme dans les exemples 1 et 2, les rapports de transmission restent exprimés entre l'arbre d'entrée E et l'arbre de sortie S, et ne comprennent ni le rapport de la chaîne de renvoi, ni le rapport de réduction final.

### Exemple 3

35 Figures 1 et 7.

Trains parallèles		Trains planétaires de base	
Train 1		Train 10	
Pignon 1a	: 33 dents	Planétaire 11	: 37 dents
Pignon 1b	: 49 dents	Couronne 14	: 77 dents
Rapport G <sub>1</sub>	: 0,673	Satellites 13	: 20 dents
Train 2		Train 20	
Pignon 2a	: 45 dents	Planétaire 21	: 37 dents
Pignon 2b	: 37 dents	Couronne 24	: 77 dents
Rapport G <sub>2</sub>	: 1,216	Satellites 23	: 20 dents



Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
1ère	3,683	} 1,675 1,481 1,481 1,481 1,219
2ème	2,198	
3ème	1,485	
4ème	1,003	
5ème	0,677	
6ème	0,555	
Marche Arrière	3,090	

Exemple 4

Figures 1 et 7.

Trains parallèles	Trains planétaires de base
Train 1	Train 10
Pignon 1a : 35 dents	Planétaire 11 : 37 dents
Pignon 1b : 47 dents	Couronne 14 : 71 dents
Rapport $G_1$ : 0,745	Satellites 13 : 17 dents
Train 2	Train 20
Pignon 2a : 45 dents	Planétaire 21 : 37 dents
Pignon 2b : 37 dents	Couronne 24 : 83 dents
Rapport $G_2$ : 1,216	Satellites 23 : 23 dents

	Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
5	1ère	3,612	
	2ème	2,043	} 1,768
			} 1,521
10	3ème	1,343	} 1,398
	4ème	0,961	} 1,370
	5ème	0,701	} 1,233
15	6ème	0,569	
	Marche Arrière	3,012	
20			

Ces nouveaux rapports sont tout aussi favorables que ceux des exemples 1 et 2, et offrent des possibilités considérables pour des versions de transmission à cinq et à six vitesses. De plus, on peut déplacer la transmission le long de son axe et disposer les deux sorties latérales 74 et 74' à égale distance des roues motrices, avec des demi-arbres de transmission égaux.

On appréciera que l'invention permet ainsi non seulement de monter des transmissions automatiques à cinq ou six vitesses parfaitement adaptées à la place des transmissions existantes d'architecture analogue à quatre vitesses seulement, mais encore de remédier à l'inconvénient habituel de ces transmissions qui est d'exiger un demi-arbre de transmission très court d'un côté, préjudiciable à la direction et à la suspension du véhicule.

On se reportera maintenant à la figure 8, qui représente une variante de la figure 1 où le train planétaire double 50 est inversé.

On reconnaît à la figure 8 le train planétaire double 50 de la figure 1, comprenant les mêmes trains planétaires de base 10 et 20, unis par les planétaires 11 et 21 et par le porte-satellites 12 et la couronne 24 respectivement solidaires en rotation.

A la différence de la figure 1, le train planétaire double 50 est retourné bout pour bout, et les quatre éléments A, B, C, D sont permutés. Le quatrième élément D de la figure 1 est maintenant référencé premier élément A et est associé au premier embrayage C<sub>1</sub>, le troisième élément C de la figure 1 est maintenant référencé deuxième élément B et est solidaire de l'arbre de sortie S, le deuxième élément B de la figure 1 est maintenant référencé troisième élément C et est associé au troisième embrayage C<sub>3</sub> et au premier frein B<sub>1</sub>, et le premier élément A de la figure 1 est maintenant référencé quatrième élément D et est associé au deuxième embrayage C<sub>2</sub> et au deuxième frein B<sub>2</sub>.

Ceci étant, la description du fonctionnement est la même qu'à la figure 1, et la grille de sélection des éléments de friction la même qu'à la figure 2, sans modification.

Les figures 9, 10 et 11 représentent successivement les mêmes variantes relativement aux figures 4, 5 et 6, que la figure 8 relativement à la figure 1. Sur toutes ces figures, le train planétaire double 50 est inversé à chaque fois de la même façon.

L'exemple 5 ci-dessous est choisi de manière à procurer des rapports de transmission communs à toutes ces variantes, présentant les mêmes raisons à de très petits écarts près. Cet exemple est à comparer à l'exemple 1. Toutes les pignonneries des trains planétaires de base restent bien entendu les mêmes, et seules celles des trains parallèles sont modifiées.

#### Exemple 5

Figures 8, 9, 10 et 11.

Mêmes trains planétaires qu'à l'exemple 1 mais inversés.

5	<b>Trains parallèles</b>	<b>Trains planétaires de base</b>
	<b>Train 1</b>	<b>Train 10</b>
10	Pignon 1a : 41 dents	Planétaire 11 : 50 dents
	Pignon 1b : 51 dents	Couronne 14 : 88 dents
	Rapport $G_1$ : 0,804	Satellites 13 : 19 dents
15	<b>Train 2</b>	<b>Train 20</b>
	Pignon 2a : 50 dents	Planétaire 21 : 41 dents
	Pignon 2b : 42 dents	Couronne 24 : 85 dents
20	Rapport $G_2$ : 1,190	Satellites 23 : 22 dents
		<b>Train 30</b>
25		Planétaire 31 : 50 dents
		Couronne 34 : 88 dents
		Satellites 33 : 19 dents
30		<b>Train Ravigneaux</b>
35		Planétaire 21 : 41 dents
		Couronne 24 : 85 dents
		Satellites 23 : 22 dents
		Satellites 23a : 23 dents
		Planétaire 21a : 31 dents

5	Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
	1ère	3,830	
	2ème	2,184	} 1,754
10	3ème	1,244	} 1,755
	4ème	0,939	} 1,325
15	5ème	0,709	} 1,325
	6ème	0,535	} 1,325
20	Marche Arrière	2,179	

Ces nouveaux rapports de transmission communs aux figures 8, 9, 10 et 11 marquent une progression aussi favorable que celle de l'exemple 1 et conviennent aussi bien à des versions de transmissions à cinq ou à six vitesses. En outre on observera que trois raisons sur cinq, à savoir les raisons première/deuxième, troisième/quatrième, et quatrième/cinquième, sont inchangées.

Bien entendu, on pourrait inverser de même le train Ravigneaux de la figure 3, et modifier uniquement la pignonnerie du train planétaire simple 3 de manière à obtenir des rapports de transmission proportionnels aux rapports ci-dessus, avec les mêmes raisons. En outre, partant de ces nouveaux exemples, des modifications de pignonnerie permettraient d'obtenir facilement une grande diversité de nouveaux rapports, toujours disposés suivant des progressions très favorables.

On se reportera maintenant à la figure 12, qui représente une troisième forme de réalisation de l'invention à deux arbres d'entrée coaxiaux distincts E<sub>1</sub>, E<sub>2</sub>, dérivant de la première forme de réalisation de la figure 1.

Tous les éléments communs aux figures 1 et 12 ou remplissant les mêmes fonctions portent les mêmes références. A la différence de la figure 1, l'arbre d'entrée E est dédoublé en un premier arbre coaxial E<sub>1</sub> portant le pignon 1a du premier train d'engrenages parallèles 1 et formant entrée pour le premier chemin de puissance P<sub>1</sub>, et en un deuxième arbre coaxial E<sub>2</sub> portant le pignon 2a du deuxième train d'engrenages parallèles 2 et formant entrée pour le deuxième chemin de puissance P<sub>2</sub>.

La figure 13 représente de même une quatrième forme de réalisation de l'invention à deux arbres d'entrée coaxiaux distincts E<sub>1</sub>, E<sub>2</sub>, dérivant de la deuxième forme de réalisation de la figure 3. Tous les éléments communs aux figures 3 et 13 ou remplissant les mêmes fonctions portent les mêmes références. A la différence de la figure 3, l'arbre d'entrée E est dédoublé en un premier arbre coaxial E<sub>1</sub> portant la couronne 3a du train planétaire simple 3 et formant entrée pour le premier chemin de puissance P<sub>1</sub>, et en un deuxième arbre coaxial E<sub>2</sub> entraînant directement le troisième embrayage C<sub>3</sub> et s'identifiant au chemin de puissance P<sub>2</sub> en prise directe.

Dans l'une et l'autre forme de réalisation, les deux chemins de puissance P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> peuvent être reliés à deux prises de mouvement différentes. La grille de sélection des éléments de friction de la figure 2 permet alors d'identifier immédiatement les combinaisons dépendant de l'une ou l'autre de ces deux prises de mouvement.

On se reportera à titre d'exemple à la figure 14, qui représente schématiquement une transmission dérivée de la forme de réalisation de la figure 13, entraînée par un convertisseur de couple hydraulique 60 à partir d'une prise de mouvement unique M, et montée directement en bout sur un moteur transversal court.

Tous les éléments communs aux figures 13 et 14 ou remplissant les mêmes fonctions portent les mêmes références. De manière classique, le convertisseur de couple 60 comprend un impulseur 61, une turbine 62, un réacteur 63, une roue libre 64, et un amortisseur de vibration de torsion 67. Le premier chemin de puissance P<sub>1</sub> est relié par le premier arbre d'entrée coaxial E<sub>1</sub> à la turbine 62 sujette à glissement et est dit hydraulique, et le deuxième chemin de puissance P<sub>2</sub> identifié au deuxième arbre d'entrée coaxial E<sub>2</sub> est relié par l'intermédiaire de l'amortisseur de vibrations de torsion 67 à l'impulseur 61 non sujet à glissement et est dit mécanique.

Avec une telle construction, la marche arrière, la première, la deuxième et la troisième vitesses sont hydrau-

liques et sujettes au glissement complet de la turbine, la quatrième et la cinquième vitesses sont mixtes et sujettes à un glissement partiel, et la sixième vitesse est mécanique et non sujette à glissement. Une roue libre R1, ajoutée en parallèle avec le premier frein B1 pour faciliter les passages de vitesse première/deuxième et deuxième/première d'une manière connue en soi, n'intervient en rien dans ce fonctionnement.

De manière classique, la transmission comporte également un train de renvoi à engrenages parallèles 6 comprenant un pignon 6a solidaire de l'arbre de sortie S et un pignon 6b solidaire d'un arbre intermédiaire Z, et un couple de sortie à engrenages parallèles 8 comprenant un pignon 8a solidaire de l'arbre intermédiaire Z et une roue 8b solidaire d'un différentiel 72, procurant ensemble un rapport de réduction final. Le différentiel 72 comprend des satellites 73 engrenant avec des planétaires 71 et 71', entraînant les deux sorties latérales 74 et 74' vers les roues motrices.

Compte tenu du petit nombre de composants, on comprendra qu'une telle transmission selon l'invention reste très courte, et puisse se monter directement en bout sur un moteur transversal court, à la place des transmissions automatiques compactes existantes à quatre vitesses seulement.

La figure 15 représente une variante de cette transmission dans laquelle une roue libre 68 est intercalée entre les deux arbres d'entrée coaxiaux E1, E2 de manière à interdire au premier arbre d'entrée coaxial E1 de tourner plus vite que le deuxième arbre d'entrée coaxial E2. Les vitesses sujettes à glissement sont alors sujettes à glissement uniquement en traction ou uniquement en frein moteur.

Le tableau 1, où l'astérisque marque la venue en prise de la roue libre 68, récapitule la nature de chacune des vitesses ainsi obtenues :

Tableau 1

Vitesses	Traction	Frein moteur
1ère	Hydraulique	Mécanique *
2ème	Hydraulique	Mécanique *
3ème	Hydraulique	Mécanique *
4ème	Mixte	Mécanique *
5ème	Mécanique *	Mixte
6ème	Mécanique	Mécanique
Marche arrière	Hydraulique	Mécanique *

On appréciera que le glissement du convertisseur 60 est partiellement éliminé en quatrième, et totalement éliminé en cinquième et en sixième et en frein moteur, où le glissement résiduel subsistant en cinquième est négligeable.

Les exemples 6 et 7 ci-dessous offrent deux nouvelles séries de rapports toujours très bien adaptés à des versions de transmission à cinq ou à six vitesses, et s'appliquent bien entendu identiquement aux figures 3, 13, 14 et 15. Comme dans les exemples précédents, les rapports de transmission restent exprimés entre l'arbre d'entrée E ou les arbres d'entrée E1, E2 et l'arbre de sortie S, et ne comprennent ni le glissement du convertisseur, ni le rapport de réduction final. En outre, pour faire ressortir le rôle des rapports G1 et G2 dans la facilité d'adaptation, on notera que l'exemple 7 ne diffère de l'exemple 6 que par modification du train planétaire simple 3, le train planétaire double 50 —ici du type Ravigneaux— étant inchangé.

#### Exemple 6

Figures 3, 13, 14 et 15.

Même train Ravigneaux qu'à l'exemple 7.

Train planétaire simple 3	Train ravigneaux
Couronne 3 <sub>a</sub> : 75 dents	Planétaire 21 : 33 dents
Planétaire 3 <sub>d</sub> : 45 dents	Couronne 24 : 75 dents
Satellites 3 <sub>c</sub> : 15 dents	Satellites 23 : 21 dents
Rapport $G_1$ : 0,625	Satellites 23 <sub>a</sub> : 19 dents
	Planétaire 21 <sub>a</sub> : 27 dents

Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
1ère	4,444	
2ème	2,469	1,800
3ème	1,600	1,543
4ème	1,156	1,384
5ème	0,858	1,347
6ème	0,694	1,236
Marche Arrière	3,636	

#### Exemple 7

Figures 3, 13, 14 et 15.

Même train Ravigneaux qu'à l'exemple 6.

Train planétaire simple 3	Train ravigneaux
Couronne 3 <sub>a</sub> : 65 dents	Planétaire 21 : 33 dents
Planétaire 3 <sub>d</sub> : 31 dents	Couronne 24 : 75 dents
Satellites 3 <sub>c</sub> : 17 dents	Satellites 23 : 21 dents
Rapport $G_1$ : 0,677	Satellites 23 <sub>a</sub> : 19 dents
	Planétaire 21 <sub>a</sub> : 27 dents

Vitesses	Rapports de Transmission	Raisons
1ère	4,102	1,800
2ème	2,279	1,543
3ème	1,477	1,305
4ème	1,132	1,292
5ème	0,876	1,261
6ème	0,694	
Marche Arrière	3,357	

Bien entendu, l'invention n'est pas limitée aux formes de réalisation décrites et représentées uniquement à titre d'exemple, mais embrasse toutes variantes. En particulier, on ne sortira ni du cadre ni de l'esprit de l'invention définie par ses revendications, en proposant toute autre organisation spécifique concernant les deux chemins de puissance  $P_1$ ,  $P_2$ , les deux rapports de vitesse différents  $G_1$ ,  $G_2$ , et/ou le train planétaire double 50.

### Revendications

- Transmission automatique multivitesse, notamment pour véhicule automobile, comportant, entre un arbre d'entrée (E) et un arbre de sortie (S) disposés dans un carter, un train planétaire à quatre éléments repérés d'un premier à un quatrième (A, B, C, D) par ordre de vitesse, dit train planétaire double (50), concentrique à l'arbre de sortie (S), et au moins un chemin de puissance ( $P_1$ ,  $P_2$ ) entre l'arbre d'entrée (E) et le train planétaire double (50), et cinq organes de contrôle, à savoir trois embrayages ( $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ) et deux freins ( $B_1$ ,  $B_2$ ) dont le serrage sélectif deux à deux détermine divers rapports de transmission entre l'arbre d'entrée (E) et l'arbre de sortie (S), transmission caractérisée en ce qu'elle comporte deux chemins de puissance, un premier chemin de puissance ( $P_1$ ) présentant un premier rapport de vitesse fixé ( $G_1$ ), et comportant le premier et le deuxième embrayages ( $C_1$ ,  $C_2$ ), et un deuxième chemin de puissance ( $P_2$ ) présentant un deuxième rapport de vitesse fixé ( $G_2$ ) supérieur au premier rapport et de même sens, et comportant le troisième embrayage ( $C_3$ ), le premier élément (A) du train planétaire double (50) étant relié au premier chemin de puissance ( $P_1$ ) par le premier embrayage ( $C_1$ ), le deuxième élément (B) étant solidaire de l'arbre de sortie (S), le troisième élément (C) étant relié au deuxième chemin de puissance ( $P_2$ ) par le troisième embrayage ( $C_3$ ) et immobilisé par le premier frein ( $B_1$ ), et le quatrième élément (D) étant relié au premier chemin de puissance ( $P_1$ ) par le deuxième embrayage ( $C_2$ ) et immobilisé par le deuxième frein ( $B_2$ ), en sorte d'obtenir par serrage sélectif deux à deux des cinq organes de contrôle, six vitesses en marche avant: une première, par le premier embrayage ( $C_1$ ) et le premier frein ( $B_1$ ); une deuxième, par le premier embrayage ( $C_1$ ) et le deuxième frein ( $B_2$ ); une troisième, par les premier et deuxième embrayages ( $C_1$ ,  $C_2$ ); une quatrième, par les premier et troisième embrayages ( $C_1$ ,  $C_3$ ); une cinquième, par les deuxième et troisième embrayages ( $C_2$ ,  $C_3$ ); une sixième, par le troisième embrayage ( $C_3$ ) et le deuxième frein ( $B_2$ ); un point mort freiné, par les premier et deuxième freins ( $B_1$ ,  $B_2$ ); et une marche arrière, par le deuxième embrayage ( $C_2$ ) et le premier frein ( $B_1$ ).
- Transmission selon la revendication 1, caractérisée en ce que le train planétaire double (50) est constitué d'un ensemble de deux trains planétaires de base (10, 20, 30) à trois éléments, à savoir un porte-satellites (12, 22, 32) portant des satellites (13, 23, 33) engrenant avec un planétaire (11, 21, 31) et avec une couronne (14, 24, 34), l'ensemble déterminant les quatre éléments (A, B, C, D), dont deux sont constitués d'un

seul élément d'un des deux trains de base, et les deux autres de deux éléments appartenant à l'un et à l'autre des deux trains de base, et respectivement solidaires en rotation.

- 5 3. Transmission selon la revendication 1, caractérisée en ce que le train planétaire double (50) est constitué d'un seul train planétaire de base (20) à trois éléments, à savoir un porte-satellites (22) portant des satellites (23) engrenant avec un planétaire (21) et avec une couronne (24), dont le porte-satellites (22) porte des satellites supplémentaires (23a) engrenant avec les satellites (23) et avec un planétaire supplémentaire (21a), l'ensemble déterminant les quatre éléments (A, B, C, D), dont trois sont les éléments du train de base, et un le planétaire supplémentaire.
- 10 4. Transmission selon une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que, les arbres d'entrée (E) et de sortie (S) étant parallèles, le premier chemin de puissance ( $P_1$ ) et le deuxième chemin de puissance ( $P_2$ ) comportent chacun un train d'engrenages parallèles (1), (2) à pignons toujours en prise, définissant respectivement le premier rapport de vitesse fixé ( $G_1$ ) et le deuxième rapport de vitesse fixé ( $G_2$ ) supérieur au premier ( $G_1$ ).
- 15 5. Transmission selon une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que, les arbres d'entrée (E) et de sortie (S) étant alignés, le premier chemin de puissance ( $P_1$ ) comporte un train planétaire (3) à trois éléments dont l'un est solidaire du carter, définissant le premier rapport de vitesse fixé ( $G_1$ ) inférieur à l'unité, tandis que le deuxième chemin de puissance ( $P_2$ ) est une prise directe définissant le deuxième rapport de vitesse fixé ( $G_2$ ) égal à l'unité.
- 20 6. Transmission selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que l'arbre d'entrée (E) est dédoublé en un premier arbre d'entrée coaxial ( $E_1$ ) et en un deuxième arbre d'entrée coaxial ( $E_2$ ) formant respectivement entrée du premier chemin de puissance ( $P_1$ ) et du deuxième chemin de puissance ( $P_2$ ).
- 25 7. Transmission selon la revendication 6, reliée à une prise de mouvement unique (M) par l'intermédiaire d'un organe d'accouplement (60) à glissement, tel qu'un convertisseur de couple ou un coupleur hydraulique, ayant une partie menée susceptible de glissement par rapport à la partie menante, caractérisée en ce que le premier arbre d'entrée coaxial ( $E_1$ ) est relié à ladite partie menée tandis que le deuxième arbre d'entrée coaxial ( $E_2$ ) est relié à ladite partie menante.
- 30 8. Transmission selon la revendication 7, caractérisée en ce qu'elle comporte en outre une roue libre (68) intercalée entre les premier et deuxième arbres d'entrée coaxiaux ( $E_1$ ,  $E_2$ ), dans un sens tel que le premier arbre d'entrée coaxial ( $E_1$ ) ne puisse pas tourner plus vite que le deuxième arbre d'entrée coaxial ( $E_2$ ).
- 35 9. Transmission selon la revendication 2, caractérisée en ce que, dans le train planétaire double (50), le premier élément (A) est constitué de la couronne (14) d'un premier train de base (10), le deuxième élément (B) est constitué du porte-satellites (12) du premier train de base (10) et de la couronne (24) d'un deuxième train de base (20) solidaires en rotation, le troisième élément (C) est constitué du porte-satellites (22) du deuxième train, et le quatrième élément (D) est constitué des planétaires (11, 21) des premier et deuxième trains solidaires en rotation.
- 40 10. Transmission selon la revendication 2, caractérisée en ce que, dans le train planétaire double (50), le premier élément (A) est constitué du planétaire (21, 31) d'un premier train de base (20, 30), le deuxième élément (B) est constitué du porte-satellites (22, 32) du premier train de base (20, 30) et de la couronne (34, 24) d'un deuxième train de base (30, 20) solidaires en rotation, le troisième élément (C) est constitué de la couronne (24, 34) du premier train et du porte-satellites (32, 22) du deuxième train solidaires en rotation, et le quatrième élément (D) est constitué du planétaire (31, 21) du deuxième train.
- 45 11. Transmission selon la revendication 2, caractérisée en ce que, dans le train planétaire double (50), le premier élément (A) est constitué de la couronne (14) d'un premier train de base (10) et du planétaire (31) d'un deuxième train de base (30) solidaires en rotation, le deuxième élément (B) est constitué des porte-satellites (12, 32) des premier et deuxième trains solidaires en rotation, le troisième élément (C) est constitué de la couronne (34) du deuxième train, et le quatrième élément (D) est constitué du planétaire (11) du premier train.
- 50 55



- 5 12. Transmission automatique selon la revendication 2, caractérisée en ce que, dans le train double (50), le premier élément (A) est constitué des planétaires (11, 21) d'un premier train de base (10) et d'un deuxième train de base (20) solidaires en rotation, le deuxième élément (B) est constitué du porte-satellites (22) du deuxième train, le troisième élément (C) est constitué du porte-satellites (12) du premier train et de la couronne (24) du deuxième train solidaires en rotation, et le quatrième élément (D) est constitué de la couronne (14) du premier train.
- 10 13. Transmission selon la revendication 2, caractérisée en ce que, dans le train planétaire double (50), le premier élément (A) est constitué du planétaire (11) d'un premier train de base (10), le deuxième élément (B) est constitué de la couronne (34) d'un deuxième train de base (30), le troisième élément (C) est constitué des porte-satellites (12, 32) des premier et deuxième trains solidaires en rotation, et le quatrième élément (D) est constitué de la couronne (14) du premier train et du planétaire (31) du deuxième train solidaires en rotation.
- 15 14. Transmission selon la revendication 3, caractérisée en ce que, dans le train planétaire double (50), le premier élément (A) est constitué du planétaire supplémentaire (21a), le deuxième élément (B) est constitué de la couronne (24), le troisième élément (C) est constitué du porte-satellites (22), et le quatrième élément (D) est constitué du planétaire (21).
- 20 15. Transmission selon la revendication 3, caractérisée en ce que, dans le train planétaire double (50), le premier élément (A) est constitué du planétaire (21), le deuxième élément (B) est constitué du porte-satellites (22), le troisième élément (C) est constitué de la couronne (24), et le quatrième élément (D) est constitué du planétaire supplémentaire (21a).

25

30

35

40

45

50

55

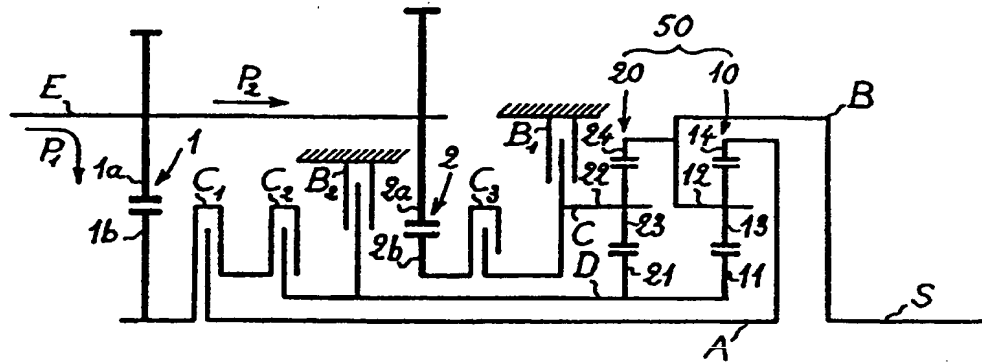


FIG. 1

	AR	PMF	1	2	3	4	5	6
$C_1$			x	x	x	x		
$C_2$	x				x		x	
$C_3$						x	x	x
$B_1$	x	x	x					
$B_2$		x		x				x

FIG. 2

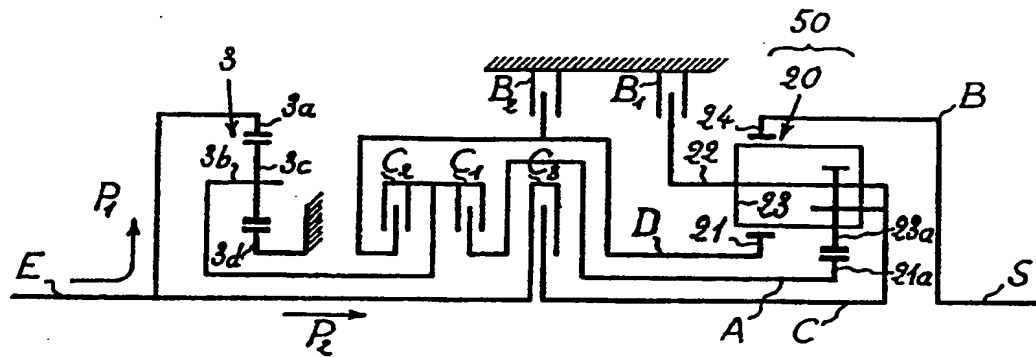


FIG. 3

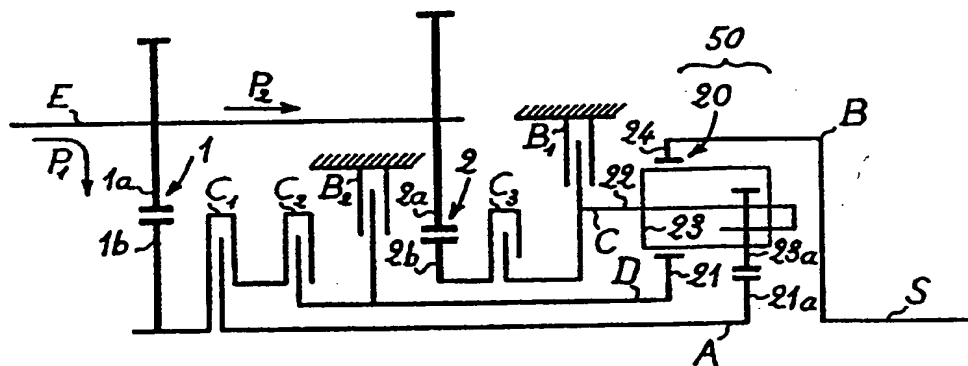


FIG. 4

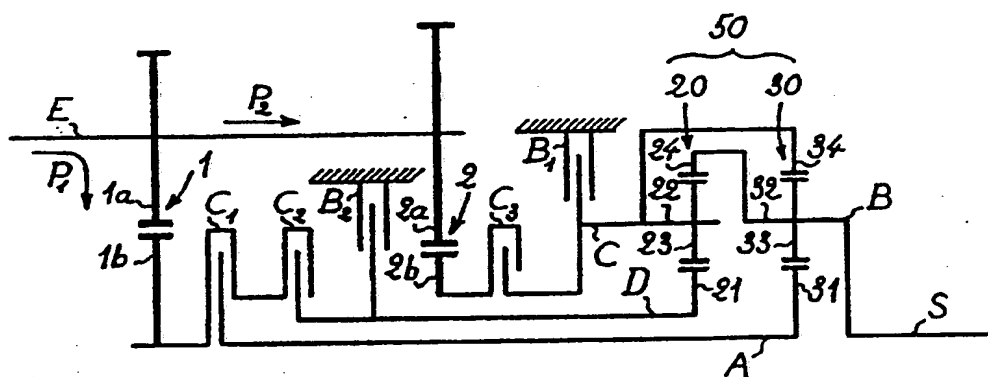


FIG. 5

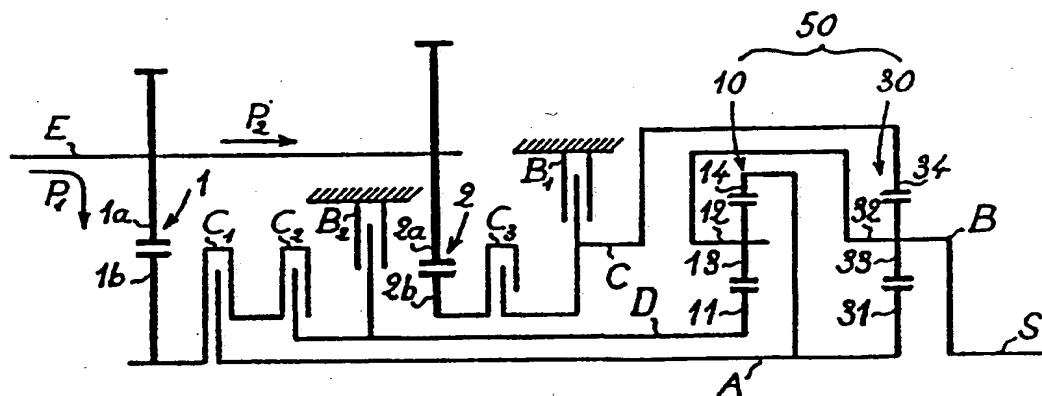
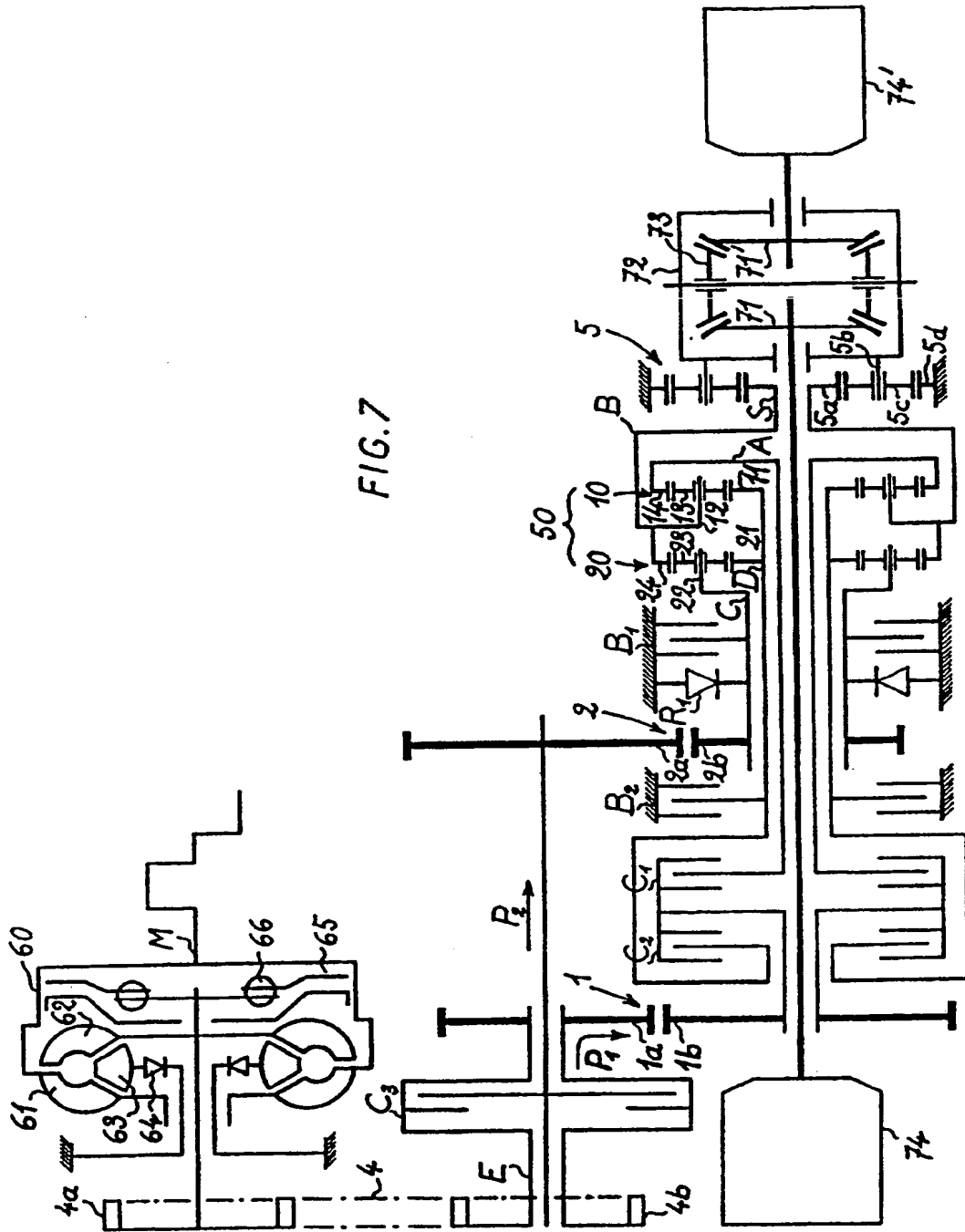
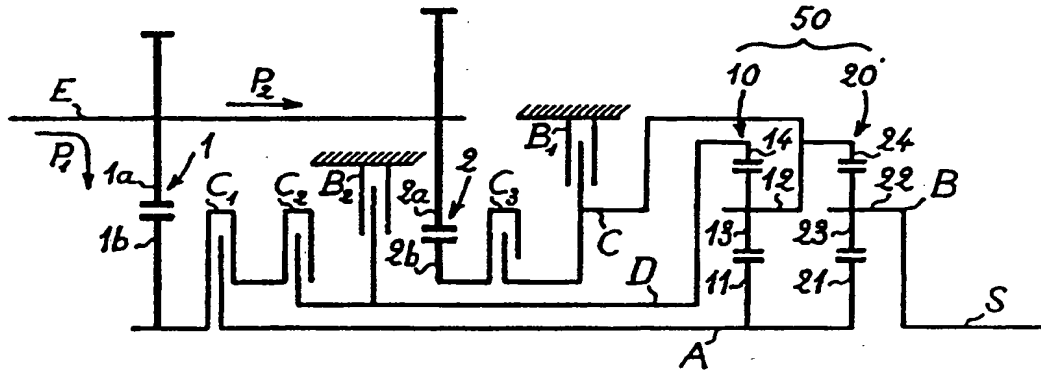
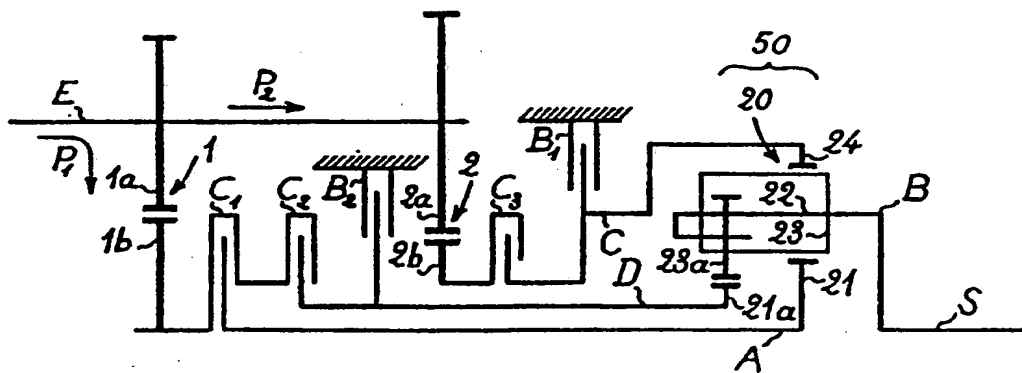


FIG. 6

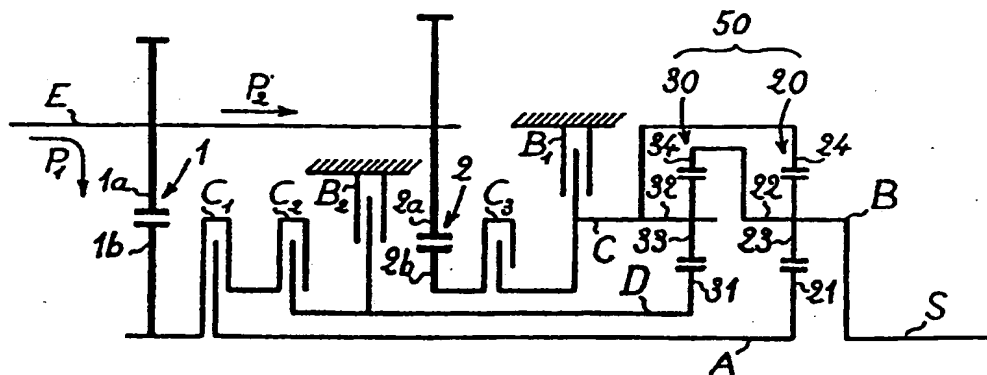




**FIG. 8**



**FIG. 9**



**FIG.10**

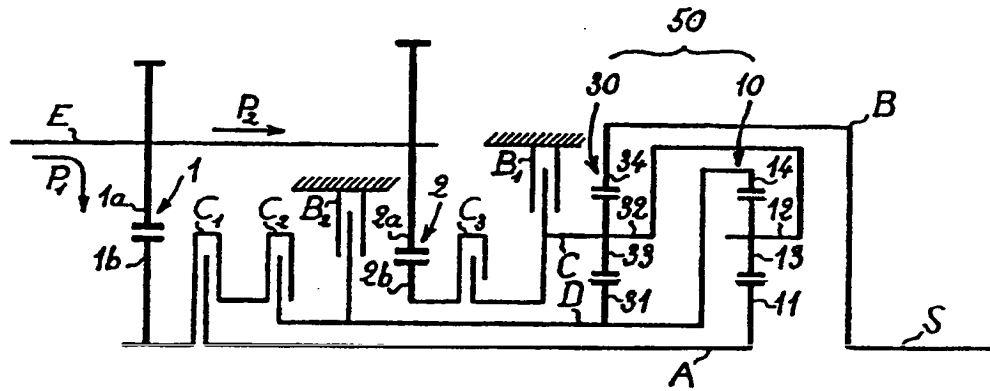


FIG. 11

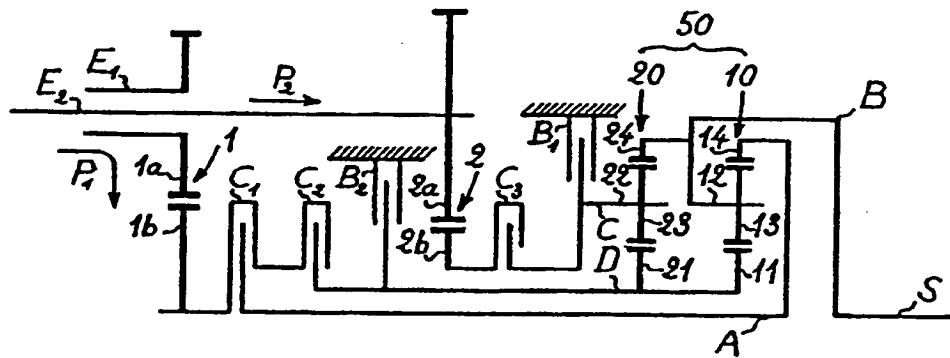


FIG. 12

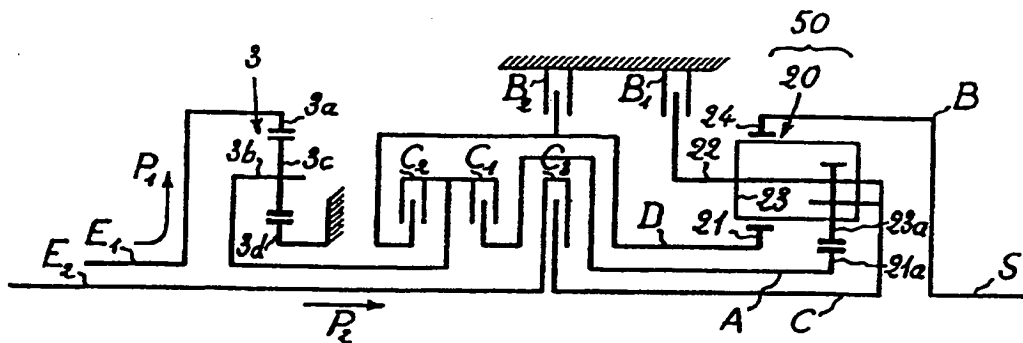


FIG. 13

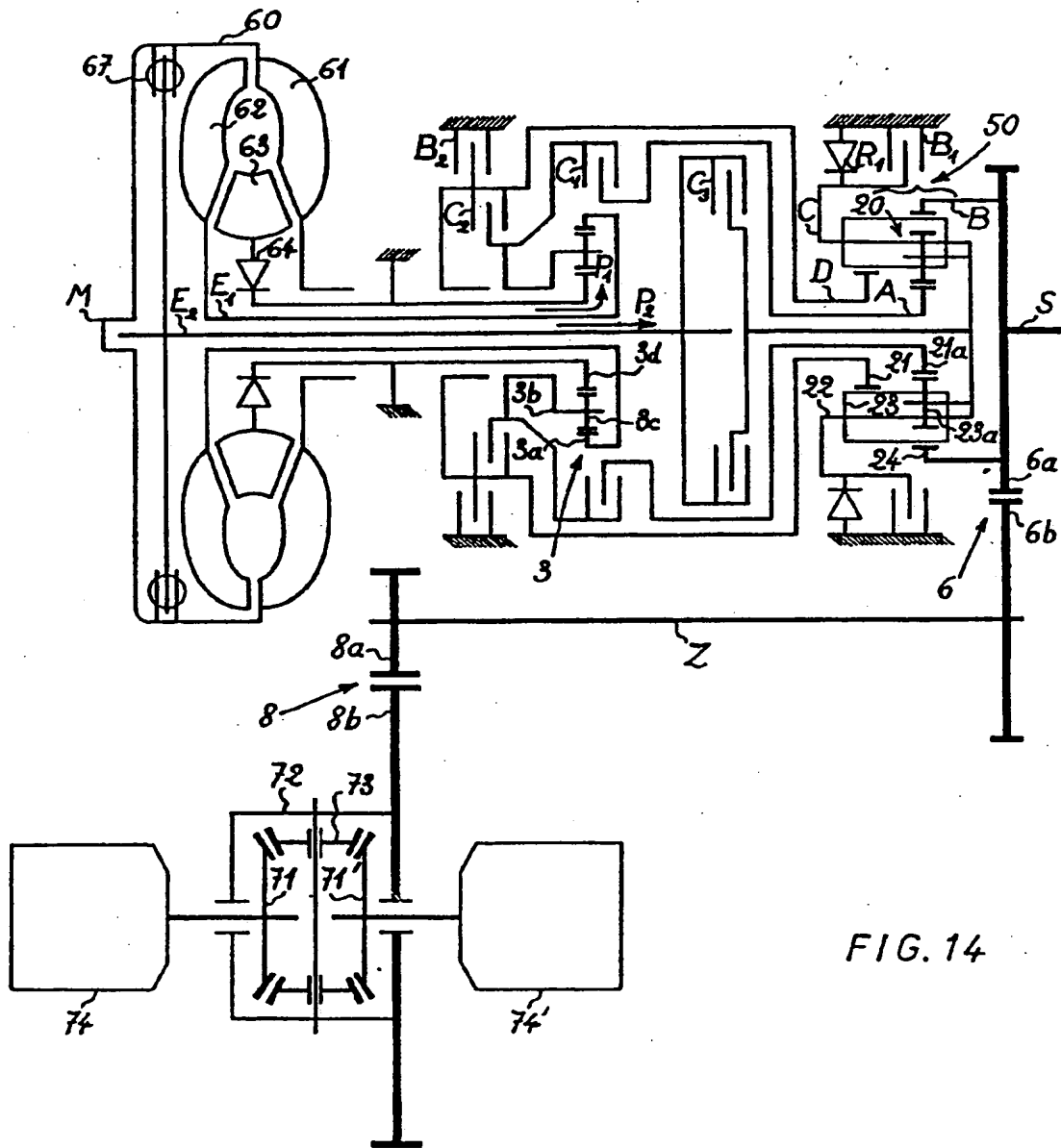


FIG. 14

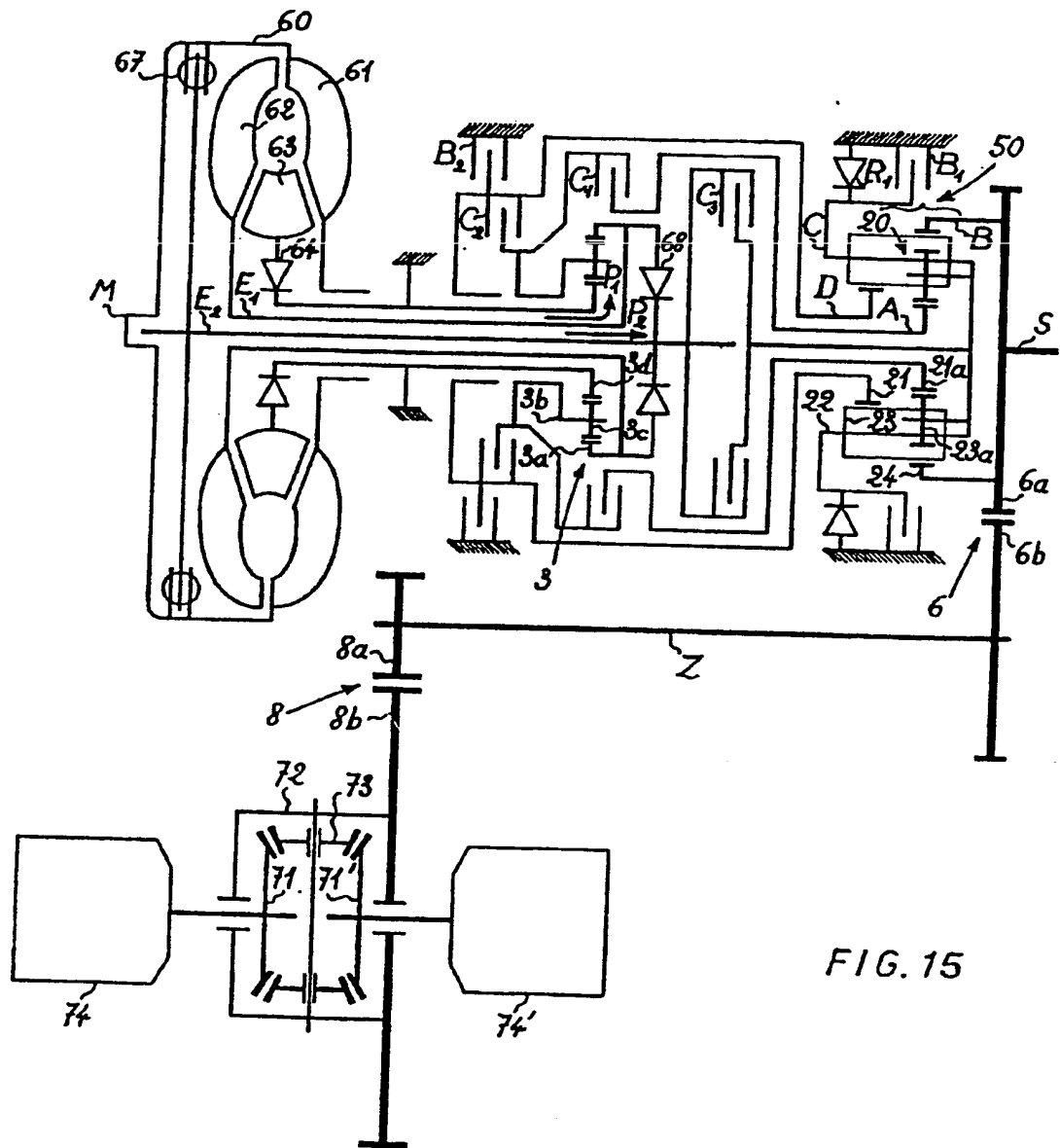


FIG. 15





Office européen  
des brevets

# RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numero de la demande

EP 90 40 3600

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl.5)
Y	US-A-3577804 (KAZUHIKO OHNO) * colonne 5, ligne 30 - colonne 11, ligne 19; figures 3, 6-9 *	1, 2, 4, 6, 9-11	F16H3/66 F16H47/08
A	---	5	
Y	GB-A-1190088 (S.A. FRANCAISE DU FERODO) * page 14, lignes 46 - 66; figure 8 *	1, 2, 4, 6, 9-11	
A	EP-A-206123 (VOLKSWAGEN AG) * page 3, ligne 14 - page 6, ligne 17; figure 1 *	1, 3, 7	
A	Automobil-Industrie vol. 4, 1979, pages 41 - 49; Jürgen Pickard: "Planetengetriebe in automatischen Fahrzeuggetrieben" * page 42; figure 2 *	2, 9, 12-15	
A	FR-A-2212892 (PONT-A-MOUSSON) * revendication 1; figure 1 *	1	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl.5)
A	GB-A-2103736 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG) * page 2, lignes 85 - 90; figure 1 *	5	F16H
A	FR-A-2376972 (S.A. DE VEHICULES INDUSTRIELES ET D'EQUIPEMENTS MECANQUES SAVIEM) * page 2, ligne 36 - page 3, ligne 31; figure 1 *	12	
Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications			
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'échéance de la recherche 09 AVRIL 1991	Examinateur HELMROTH H. P.
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES		T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant	
X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-brevetée P : document intermédiaire			

EPO FORM 1501 (04/82) (FR/DE)

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**